

文章编号:1671-6833(2018)03-0072-05

1 m 口径空间相机主望远镜组件设计

卢晓明^{1,2}, 贾建军^{1,2}, 周成林¹, 方勇勇¹, 谢 永¹

(1. 中国科学院 上海技术物理研究所, 上海 200083; 2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘 要: 为了研究大口径望远镜的性能与稳定性,对 1 m 口径主望远镜组件进行了材料选取、结构设计与分析计算,给出了完整的设计分析结果. 首先,比较常用材料的各项性能,确定 1 m 口径望远镜的主镜材料,并进行轻量化设计. 接着,经理论计算确定主镜的支撑方案,并对各个部件进行建模. 然后,对主镜组件进行模态分析,验证支撑方案. 最后,对主镜组件进行重力变形分析与热分析. 轻量化后主镜重 76 kg,轻量化率达到 77%. 仿真结果表明:主镜轴向与径向自重变形 *RMS* 值分别为 8.9 nm 与 3.5 nm;经 iSight 软件优化设计,主镜径向自重变形 *RMS* 值从 3.5 nm 减小到 3.3 nm,相比优化前提高了 5.7%. 当主镜镜体温度梯度为 20±0.3℃时,镜面 *RMS* 值为 10.1 nm,满足望远镜的面形精度要求.

关键词: 大口径; 主镜; 轻量化; 柔性支撑; 重力变形; 优化设计; 热变形

中图分类号: TH751 **文献标志码:** A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2018.03.008

0 引言

随着科学技术的不断发展和人类空间探索步伐的日益加快,大口径望远镜广泛地用于观察、研究地形、空间实时监控、空间目标成像、探测、识别及定轨等. 随着分辨率的提高,空间光学系统的口径不断增长,其重量急剧增加,由此带来的自重和温度变形越发显著,这使得支撑系统的设计越来越复杂,因此必须对大口径望远镜主镜进行轻量化,同时又要保证必要的结构刚度,确保光学系统的成像质量不变^[1]. 望远镜主镜作为空间光学系统的重要部件,其材料选取、结构形式和支撑方案不仅直接决定主镜面形精度和整个光学系统的光学性能,而且影响项目的研制成本和研制周期^[2]. 因此,根据大口径望远镜地面环境和在轨运行环境的差异,对望远镜及其支撑结构进行设计与优化,增强望远镜抵抗由自重和温度变化引起的镜面变形的能力,是空间光学遥感器研制的关键技术之一.

笔者对 1 m 口径主望远镜组件进行了材料选取、结构设计与分析计算,给出了完整的设计及优化结果,并对其进行了热力分析验证. 仿真结果表明,组件设计方案是可行的有效的,所给出的优化

方法能够切实提高望远镜抵抗镜面变形的能力.

1 镜体材料选取

通常而言,镜体材料的选择要考虑比刚度(E/ρ)、导热系数(λ/α)和稳定性 3 个指标,分别表征力学性能、热学性能和使用寿命^[3]. 常用镜体材料属性的比较如图 1 所示,SiC 的比刚度仅次于金属铍,相比于微晶玻璃等其他材料,可有效提高组件刚度和轻量化水平,同时它具有较高的导热系数,有利于减小镜体温度梯度和热变形,提高组件的环境适应性. 此外,SiC 的物理、化学性质稳定,能够抵抗宇宙射线长期辐照. 经调研,SiC 材料已经成功应用于多种空间光学系统中. 例如,美国的 MICAS 和 GEO、欧洲的 Herschel 等空间望远镜已经在轨运行多年^[4-6];国内由上海硅酸盐研究所研制的 SiC 镜体也已经成功应用于多个空间遥感仪器中^[7].

2 镜体设计

根据设计要求,SiC 主镜直径为 1 000 mm,镜面曲率半径为 2 200 mm. 由于卡塞格林光学系统的要求,主镜需要中心开孔,取中心孔孔径 275 mm.

收稿日期:2017-11-22;修订日期:2017-12-28
基金项目:国家自然科学基金资助项目(61302181)
作者简介:卢晓明(1990—),男,河南郑州人,中国科学院大学博士研究生,主要从事空间光学遥感器结构技术方面的研究,E-mail:lxmjane66@sina.com.

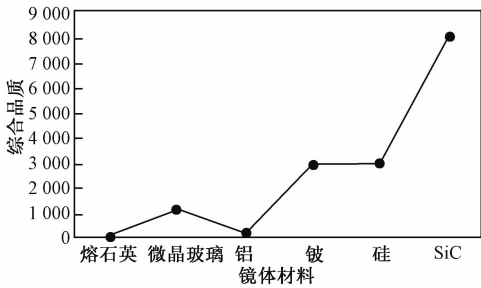


图1 常用镜体材料属性比较

Fig.1 Comparison of general materials of lens body

SiC 主镜拟采用背部封闭式的单拱形状,轻量化孔拟采用三角形孔,背部面板直径取 880 mm,拱形面加强筋厚度取 6 mm. 拟采用六点的背部支撑,支撑孔径取 85 mm. 望远镜主镜初步设计模型如图 2 所示.

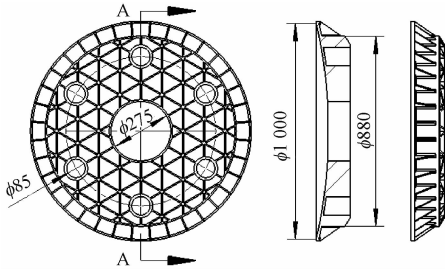


图2 镜体设计模型

Fig.2 Design model of lens body

3 主镜背部多点支撑方案

望远镜主镜是直接参与成像的光学元件,其镜面面形精度直接影响光学系统的成像质量. 由于地面与在轨重力环境的差异以及在轨温度环境的变化会使光学主镜面形变化,这就要求望远镜组件必须具有良好的结构稳定性和热稳定性. 在失重环境下,望远镜的支撑结构应对望远镜进行有效定位,同时卸载自重. 在空间热环境下,望远镜的支撑结构通过内部设置的柔性铰链结构在一定程度上释放应力,减小热应力对镜面的影响. 望远镜支撑结构的设计应当兼顾面形与刚度,通过平衡二者实现最优支撑. 由此可见,主镜支撑结构是直接影响主镜面形精度的关键因素.

根据上述原则,并参考相关文献[8-12],采用六点柔性支撑并辅以中心定位的复合结构方案. 其中,背部支撑结构为柔性铰链,作为主镜的轴向约束;中心定位结构为与 SiC 材料线膨胀系数匹配的弹性芯轴,作为主镜的径向约束.

结构件包括主镜胶接件、柔性铰链、主镜背板、主镜中心芯轴. 望远镜组件的三维模型爆炸图如图 3 所示. 主镜胶接件在主镜背部支撑点

处与主镜胶接,再通过柔性铰链与主镜背板联接. 柔性铰链与主镜胶接件、柔性铰链与主镜板通过螺钉连接. 其中,柔性铰链设计是主镜背部支撑的重点,需兼顾热应力释放与结构刚度的平衡.

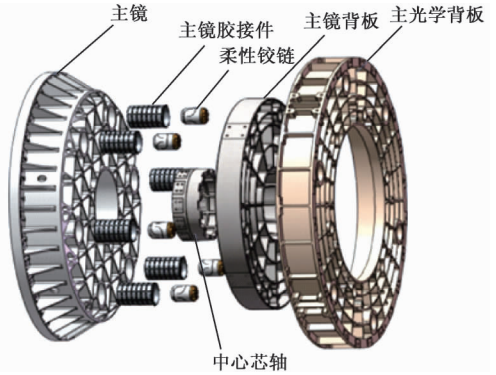


图3 望远镜组件的三维模型爆炸图

Fig.3 The exploded views of the telescope component

胶接孔所在节圆半径 D (平衡半径) 的确定依据为内外圆环盘重量相等,计算公式为:

$$\frac{\pi R^2 - \pi \cdot 137.5^2}{2} = \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 - \pi \cdot 137.5^2, \quad (1)$$

式中:主镜外圆为斜筋,故取 $R = 470$ mm. 计算结果取整 $D = 690$ mm.

轻量化后主镜重 76 kg,轻量化率高达 77%. 在 5.1 节对主镜轻量化后的重力变形进行校核.

3.1 主镜胶接件

胶接件用于实现主镜和背板相应结构的联接,为了减小主镜胶接件粘接部位的局部应力,应尽量增大胶接件与主镜的胶接面积;同时为了减小温度环境变化时胶接件与主镜间的热应力,胶接件材料的线膨胀系数应与主镜接近. 所设计胶接件结构如图 4 所示.

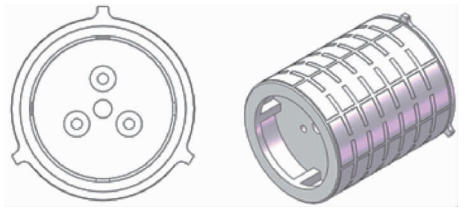


图4 主镜胶接件

Fig.4 The mirror glue joints

胶接件与主镜背部孔采用间隙配合,图 4 中胶接件外圆柱面侧有深 0.1 m 的沉面,用于灌胶. 在胶接件与柔性铰链联接处采取一定的柔性设计,卸载螺钉引入的应力. 胶接件采用相同线膨胀系数的殷钢材料,实现在一定温度区间范围内与

SiC 材料的匹配.

3.2 柔性铰链

柔性铰链用于卸载主镜组件内部热应力,尤其是背板引起的热应力,从而消除对主镜面形精度的影响.笔者采用图 5 所示的双曲线型柔性铰链,材料为 TC4.柔性铰链的设计主要考虑柔性与刚度的平衡,通过有限元分析计算,确定了如图 6 所示的柔性铰链尺寸,其一阶频率为 155 Hz.

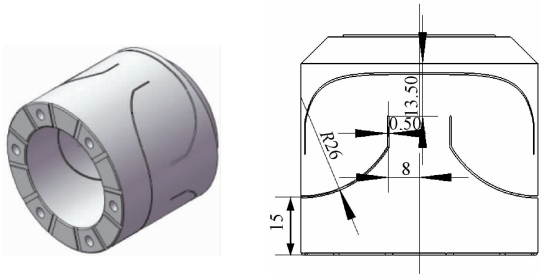


图 5 柔性铰链示意图 Fig.5 Whiffletree drawing 图 6 柔性铰链结构尺寸 Fig.6 Whiffletree design

3.3 中心芯轴

中心芯轴的作用是给主镜提供径向辅助支撑.中心芯轴与主镜之间采用间隙配合,并与主镜采用胶接的联接方式.中心芯轴结构如图 7 所示,材料选用碳化硅基碳纤维复合材料.

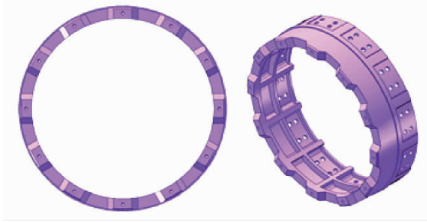


图 7 芯轴设计 Fig.7 Mandrel design

使用 solidworks 软件对芯轴进行有限元计算,计算条件为极限工况,即主镜重量全部作用在中心芯轴上,计算此时中心芯轴的径向变形.由图 8 所示的计算结果可知,中心芯轴在承受 760 N 时,最大变形量为 0.000 5 mm.表明即使主镜重量全在芯轴上,变形量也很小,符合结构要求.

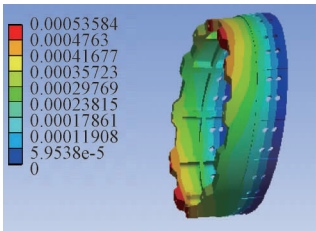


图 8 芯轴压力变形图 Fig.8 The transformation figure of mandrel pressure

3.4 主镜背板

主镜背板是主镜的承力部件,要求具有足够的结构刚度,同时其热膨胀系数应与主镜材料碳化硅接近,因此,本文中主镜背板采用碳化硅基碳纤维复合材料(C/SiC),结构设计如图 9 所示.

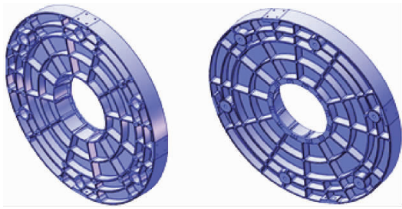


图 9 主镜背板 Fig.9 The primary mirror backplane

C/SiC 复合材料具有良好的综合性能,具有很高的比刚度,较低的热膨胀系数,且在工艺上能够通过控制添加 SiC 的比例,在一定范围内改变材料性能参数,使其能够尽量满足设计的要求.此外,C/SiC 复合材料通过编织、掺杂、反复烧结成型,性能稳定可靠,抗空间辐照性能好.通常情况下,C/SiC 复合材料的相关参数如表 1 所示,可见其热膨胀系数与 SiC 的热膨胀系数 2.2×10^{-6} 较为接近,满足背板设计要求.

3.5 主光学背板

主光学背板用于承载主镜组件与次镜组件,即主次镜连接的中间过渡件,其力学、热稳定性会影响主次镜的配准.同时主光学背板是整个望远镜的对外接口板,其材料采用中组份的铝基碳化硅材料,图 10 为主光学背板设计图.

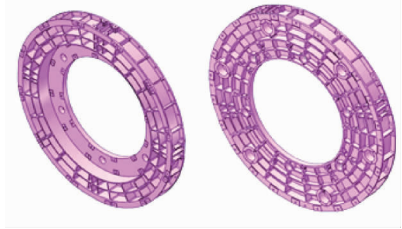


图 10 主光学背板 Fig.10 The main optical backplane

4 主镜有限元分析

4.1 主镜重力变形分析

主镜采用背部六点支撑情况下,自身轴向与径向重力变形分别如图 11 与图 12 所示.

主镜轴向与径向自重变形 RMS 值分别为 8.9 nm 与 3.5 nm.望远镜采用卧式放置,要求径向自重变形较小,满足设计要求.

表 3 主镜温度分析列表
Tab.3 The analysis list of the mirror's temperature

工况	温度分布	变形	面形含 Power	面形不含 Power
镜面 20 ℃ , 背部 20.3 ℃			 RMS = 0.077λ	 RMS = 0.016λ
镜面中心 20.3 ℃ , 外边缘 20 ℃			 RMS = 0.052λ	 RMS = 0.010λ
镜面一侧 20 ℃ , 另一侧 20.3 ℃			 RMS = 0.067λ	 RMS = 0.016λ

5 结论

笔者完成了 1 m 口径主望远镜组件结构的设计及优化分析,验证了方案的可行性和有效性,给出了 1 m 口径望远镜组件的详细设计方案,采用 SiC 作为制作主镜镜坯的材料,对主镜支撑形式、镜体结构参数等进行了分析和优化,得到了重 76 kg、轻量化率 77% 的轻量化主镜结构. 分析了主镜的支撑原理,给出了具体的主镜的双曲线型柔性铰链. 利用有限元方法分析了主镜组件在重力、热载荷工况下的变形,并对其进行了模态分析,主镜轴向与径向自重变形 *RMS* 值分别为 8.9 nm 与 3.5 nm. 后经 iSight 软件优化设计,主镜径向自重变形 *RMS* 值从 3.5 nm 提高到 3.3 nm,比优化前提高了 5.7%. 当主镜镜体温度梯度为 20 ± 0.3 ℃,镜面 *RMS* 值为 10.1 nm,满足光学要求. 可为空间相机大口径望远镜的设计提供参考和借鉴.

参考文献:

[1] 曾春梅,余景池,郭培基. 2m 超轻高精度 SiC 分块镜的设计[J]. 红外与激光工程, 2012, 41 (11): 3034 – 3039.

[2] 郭万存,吴清文,杨近松,等. 2 m 主镜主动支撑优化设计[J]. 红外与激光工程, 2013,42 (6): 1480 – 1484.

[3] 伞兵,李景林,孙斌. 空间相机大口径反射镜轻量

化技术及应用[J]. 红外与激光工程, 2015, 44 (10):3043 – 3048.

[4] ROBICHAUD J L. SiC optics for EUV, UV and visible space missions [J]. SPIE, 2003, 4854: 39 – 49.

[5] ANAPOL M, GARDNER L, TUCKER T, et al. Lightweight 0.5 msilicon carbide telescope for a geostationary earthobservatory mission [J]. SPIE, 1995, 2543: 164 – 172.

[6] SEIN E, TOULEMONT Y, BREYSSSES J, et al. A new generation of large SiC telescopes for space applications [J]. SPIE, 2004, 5528: 83 – 95.

[7] 韩媛媛,张宇民,韩杰才,等. 国内外碳化硅反射镜及系统研究进展[J]. 材料工程, 2005,33(6): 59 – 63.

[8] 汪宝旭,伍凡,蒋世磊,等. 卡式红外光学系统光机分析及结构优化[J]. 红外与激光工程, 2012, 41 (7): 1872 – 1878.

[9] 张锐,陈志远,杨世模,等. 空间太阳望远镜主镜支撑结构的优化设计[J]. 光学技术, 2007, 33(1):23 – 26.

[10] 李志来. 长焦距空间相机主次镜间桁架支撑结构设计[J]. 激光与红外, 2012, 42(1): 89 – 93.

[11] 袁健,沙巍,陈长征,等. 空间相机桁架式支撑结构的集成优化设计[J]. 红外与激光工程,2015,44 (12):3661 – 3666.

[12] 周超. 大口径望远镜系统建模及仿真分析研究[D]. 长春:中国科学院长春光学精密机械与物理研究所,2011.

[7] 武雪, 李炜. 基于 FBG 的复合材料成型与冲击监测研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2014(5):9-12.

[8] 陆观, 徐一鸣, 邱自学, 等. 基于光纤传感技术的复合材料板低速冲击信号方向判别[J]. 传感器与微系统, 2013, 32(12):90-92.

[9] WANG W J, SONG H, GUO W, et al. Mechanical properties of composites with embedded FBG sensors in manufacturing engineering[J]. Advanced materials research, 2012, 583:263-267.

[10] ASTM D7136—07. Standard test method for measuring the damage resistance of a fiber-reinforced polymer matrix composite to a drop-weight impact event[S]. 2007.

[11] 赵勇. 基于光纤光栅传感器的复合材料层合板冲击能量研究[M]. 北京:国防工业出版社, 2007:24-25.

Monitoring of CFRP Laninate under Low Velocity Impact Based on FBG Sensors

HU Yefa, WANG Bin, ZHANG Jinguang, SONG Chunsheng, XU Shiwei

(School of Mechanical and Electronic Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: In this paper, ABAQUS was used to simulate the response of carbon fiber composite laminates under low velocity impact. It was found that with the increase of the impact energy, the maximum stress of each layer increased. By using the characteristic that the center wavelengths of FBG sensors in composite material structure were determined by stress, the experiment used the embedded FBG sensors to monitor the response of low velocity impact. By analyzing the center wavelength captured by optic fiber grating demodulator, the relationship between the impact energy and the peak wavelength shift of sensors was found. Experimental results showed that, the embedded FBG sensors were able to accurately capture the transient impact signal and the peak wavelength shift of sensors could determine the size of the impact energy. With the increase of the impact energy, the peak wavelength shift increases as well as the maximum stress of layer.

Key words: CFRP laminate; response of low velocity impact; FBG sensors; finite element analysis; impact energy

(上接第 76 页)

Component Design on Telescope with 1 m-Caliber Space Camera

LU Xiaoming^{1,2}, JIA Jianjun^{1,2}, ZHOU Chenglin¹, FANG Yongyong¹, XIE Yong¹

(1. The Shanghai Institute of Technical Physics of the Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200083, China; 2. School of Physical Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: To study the performance consistence of the large-caliber telescope, the main 1m-caliber telescope was structure-designed and analyzed to achieve the comprehensive result. The materials of the main telescope were selected by comparing the materials' nature, and light-weight design was performed. After choosing the supporting scenarios of the main telescope and preparing case models, we proceeded modal analysis to the main telescope parts, and verified supporting materials. Last, we conducted the gravity-transformative and thermal analysis on the main telescope. The weight of the main telescope was reduced to 76 kg with a light-weight ratio of 77%. The simulation results indicated that the *RMS* of axial and radial direction of the speculum were 8.9 nm and 3.5 nm respectively. After performing optimal design viai Sight, the radial self-weight deformation *RMS* of the primary mirror was improved to 3.3 nm, decreased 5.7% comparingwith the *RMS* before optimization. When the temperature of main specular body reached $20 \pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$, the *RMS* was 10.1 nm, which satisfied the surface figure accuracy of the telescope.

Key words: large-caliber telescope; main telescope; light-weight; whiffle tree support; gravity transformation; optimal design; thermal transformation